

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平7-301107

(43) 公開日 平成7年(1995)11月14日

(51) Int.Cl. <sup>5</sup>	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 1 L 13/00	3 0 1 M			
1/26	B			
9/02	Z			

審査請求 未請求 請求項の数 6 F D (全 8 頁)

(21) 出願番号	特願平6-257494
(22) 出願日	平成6年(1994)9月26日
(31) 優先権主張番号	特願平6-64547
(32) 優先日	平6(1994)3月7日
(33) 優先権主張国	日本 (J P)

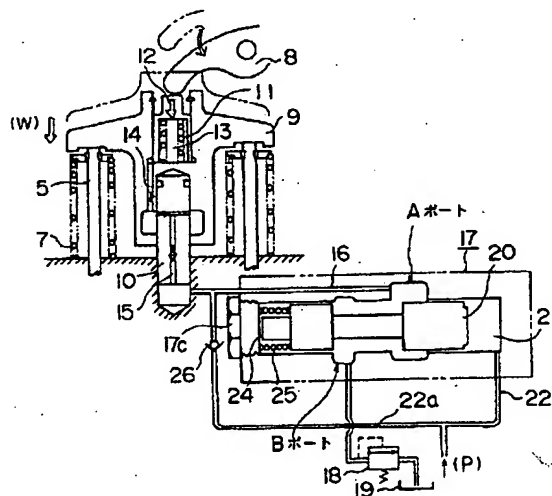
(71) 出願人	000001236 株式会社小松製作所 東京都港区赤坂二丁目3番6号
(72) 発明者	佐藤 文秀 栃木県小山市横倉新田400 株式会社小松 製作所小山工場内
(74) 代理人	弁理士 橋爪 良彦

(54) 【発明の名称】 ミラーサイクルエンジン用吸気弁の開閉制御装置

(57) 【要約】

【目的】 ミラーサイクルエンジン用吸気弁の開閉制御装置に係わり、特に、気筒毎に複数の吸気弁を備えた多気筒内燃機関において、吸気弁の開閉時期を、別の弁機構を設けることなく直接、油圧装置を使って制御するように改善されたミラーサイクルエンジン用吸気弁の開閉制御装置の改良を提供することを目的としている。

【構成】 エンジンのシリンダヘッド部に組み込まれた吸気弁装置において、ロッカアームの揺動によりガイドを案内にして上下動するクロスヘッドに、一方をロッカアームと接し、他方は油圧とスプリングによりその動きが制御されるシリンダを内蔵したことを特徴とする。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 エンジンのシリンダヘッド部に組み込まれた吸気弁装置において、ロッカアームの揺動によりガイドを案内にして上下動するクロスヘッドに、一方をロッカアームと接し、他方は油圧とスプリングによりその動きが制御されるシリンダを内蔵したことを特徴とするミラーサイクルエンジン用吸気弁の開閉制御装置。

【請求項2】 請求項1において、シリンダ内の圧油が圧油供給側に戻るのを防ぐチェック弁と、エンジン高速回転時にはシリンダ内の圧油をレギュレーションバルブを介してタンクに戻すためシリンダとレギュレーションバルブとを連通し、かつ、エンジン低速回転時にはシリンダ内の圧油を遮断し、シリンダの動きを制御するコントロールバルブとからなるミラーサイクルエンジン用吸気弁の開閉制御装置。

【請求項3】 請求項1において、シリンダ内の圧油が圧油供給側に戻るのを防ぐチェック弁と、エンジン高速回転時にはシリンダ内の圧油をレギュレーションバルブを介してタンクに戻すためシリンダとレギュレーションバルブとを遮断し、かつ、エンジン低速回転時にはシリンダ内の圧油を連通し、シリンダの動きを制御するコントロールバルブとからなるミラーサイクルエンジン用吸気弁の開閉制御装置。

【請求項4】 請求項2あるいは3において、シリンダの動きを制御するコントロールバルブへのパイロット圧力を制御する弁と、エンジンの回転速度を検出する回転速度センサーと、回転速度センサーからの信号を受け、エンジンの回転速度が所定回転速度以上のとき弁への開閉あるいは調圧の指令を出力するコントローラとからなるミラーサイクルエンジン用吸気弁の開閉制御装置。

【請求項5】 エンジンの過給機に温度センサー、あるいは圧力センサーを付設し、センサからの信号を受けシリンダの動きを制御するため制御装置からの指令を受け電磁式バルブを設けた請求項1、2、3のいずれかの記載のミラーサイクルエンジン用吸気弁の開閉制御装置。

【請求項6】 パイロット油圧作動コントロールバルブあるいは電磁式バルブにはレギュレーションバルブに連通する通路とクロスヘッドおよびガイドを経由してシリンダに通じる油路とを開閉するスプールを設けるとともに、スプールに当接し開閉圧力を調整するスプリングを設けた請求項1、2、3、4、5のいずれかの記載のミラーサイクルエンジン用吸気弁の開閉制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、ミラーサイクルエンジン用吸気弁の開閉制御装置に係わり、特に、気筒毎に複数の吸気弁を備えた多気筒内燃機関において、吸気弁の開閉を制御する油圧装置を設けたミラーサイクルエンジン用吸気弁の開閉制御装置。

【0002】

【従来の技術】 従来、ディーゼルエンジンの熱効率改善、排気ミッション低減の一手段として、低圧縮比、高膨張比がえられるミラーサイクルエンジンは効果的な手段である。しかし、エンジンの低速、低負荷域でミラーサイクルを作動させると有効圧縮比が下がるため着火が安定しない問題がある。ミラーサイクルには、図13に示すようなミラーサイクルエンジンの吸気弁の早閉じのように吸気工程の途中で吸気の流れを遮断する方式と、図14に示すような吸気弁を遅閉じとして圧縮工程初期に吸気圧を逃がす方式がある。特に前者の方式は、図15に示す通り吸気弁の上流に別の弁機構を設け、吸気弁の閉止に先立って吸気通路を開鎖する構造が知られている。即ち、図示しないクランクシャフトから、タイミングギヤー、カムシャフト、タペット、プッシュロッドを介してロッカアーム8の揺動により吸気弁5が開閉する。一方吸気弁5の上流通路61の中間には新たに弁機構62を設けて、エンジンの回転数、負荷などを信号として検出し、変換機構63を介して弁機構62を吸気弁5の閉止時期より早めに閉鎖してミラーサイクルを作動させるように改善された提案がなされている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、上記によればミラーサイクルを作動させて弁機構62が閉鎖しても吸気弁5が開いている間はシリンダ室4の空気量が吸気弁5と弁機構62との中間にある通路64の空気量が加算され、ボリュウムとしては増加するため吸気工程の途中で弁機構62を閉鎖した効果が少なくなり、ミラーサイクルの効果を低下させることになる。

【0004】 本発明は、上記従来の問題点に着目されて成されたもので、ミラーサイクルエンジン用吸気弁の開閉制御装置に係わり、特に、気筒毎に複数の吸気弁を備えた多気筒内燃機関において、吸気弁の開閉時期を、別の弁機構を設けることなく直接、油圧装置を使って制御するように改善されたミラーサイクルエンジン用吸気弁の開閉制御装置の改良を提供することを目的としている。

【0005】

【課題を解決するための手段】 上記目的を達成するために、本発明の第1の発明では、エンジンのシリンダヘッド部に組み込まれた吸気弁装置において、ロッカアームの揺動によりガイドを案内にして上下動するクロスヘッドに、一方をロッカアームと接し、他方は油圧とスプリングによりその動きが制御されるシリンダを内蔵している。

【0006】 第1の発明を主体とする第2の発明では、シリンダ内の圧油が圧油供給側に戻るのを防ぐチェック弁と、エンジン高速回転時にはシリンダ内の圧油をレギュレーションバルブを介してタンクに戻すためシリンダとレギュレーションバルブとを連通し、かつ、エンジン

低速回転時にはシリンダ内の圧油を遮断し、シリンダの動きを制御するコントロールバルブとからなる。

【0007】第1の発明を主体とする第3の発明では、シリンダ内の圧油が圧油供給側に戻るのを防ぐチェック弁と、エンジン高速回転時にはシリンダ内の圧油をレギュレーションバルブを介してタンクに戻すためシリンダとレギュレーションバルブとを遮断し、かつ、エンジン低速回転時にはシリンダ内の圧油を連通し、シリンダの動きを制御するコントロールバルブとからなる。

【0008】第2あるいは第3の発明を主体とする第4の発明では、シリンダの動きを制御するコントロールバルブへのパイロット圧力を制御する弁と、エンジンの回転速度を検出する回転速度センサーと、回転速度センサーからの信号を受け、エンジンの回転速度が所定回転速度以上のとき弁への開閉あるいは調圧の指令を出力するコントローラとからなる。

【0009】第1、第2、第3、のいずれかの発明を主体とする第5の発明は、エンジンの過給機に温度センサー、あるいは圧力センサーを付設し、センサーからの信号を受けシリンダの動きを制御するため制御装置からの指令を受ける電磁式バルブを設けている。

【0010】第1、第2、第3、第4のいずれかの発明を主体とする第6の発明は、パイロット油圧作動コントロールバルブあるいは電磁式バルブにはレギュレーションバルブに連通する通路とクロスヘッドおよびガイドを経由してシリンダに通じる油路とを開閉するスプールを設けるとともに、スプールに当接し開閉圧力を調整するスプリングを設けている。

【0011】

【作用】上記構成によれば、エンジン高速回転時では、コントロールバルブはエンジン潤滑用オイルポンプの吐き出し油量が多いため高い油圧がスプリングに打ち勝ってスプールを動かしてガイド、クロスヘッドを介して通じているシリンダの油路と、レギュレーションバルブを通じてドレンする油路とを結ぶ。このとき、ロッカアームで押されるとシリンダ内の油圧は上昇し、レギュレーションバルブのセット圧力に打ち勝ちシリンダ内の圧油はドレーンされる。この結果、シリンダは移動し、ストロークエンドになりクロスヘッドと当接し、初めてクロスヘッドは動き始める。一方、エンジン低速回転時では、油圧が低いため、コントロールバルブはスプリング力によりスプールはレギュレーションバルブとシリンダの油路とを遮断する位置にある。これにより、シリンダ内の圧油は密閉されることになり動きが拘束されるためロッカアームによるクロスヘッドの動き（即ち、吸気弁の開閉）は前もって設定されたカムプロファイルに従って作動する。このように、パイロット油圧が作動するコントロールバルブを開閉してクロスヘッドと、クロスヘッドに内蔵したシリンダで構成された空間の油を制御することにより、吸気系に別の弁機構を設けること無く吸

気弁を直接制御して高速域ではミラーサイクルに、低速域では従来のサイクル（ディーゼルサイクル）にすることができる。また、このパイロット圧力を調整することにより、エンジン回転速度のミラーサイクルへの切り換え位置を調整することができる。

【0012】

【実施例】以下に、本発明に係わるミラーサイクルエンジン用吸気弁の開閉制御装置の実施例につき、図面を参照して詳細に説明する。図1はエンジンの一部を、図2、図3は本発明の第1実施例を示す早閉じミラーサイクルの吸気弁の開閉制御装置の概念図である。図1において、シリンダライナ1にはピストン2が枢密に挿入され、その上部にエンジンヘッド3が配設されている。エンジンヘッド3には吸気管3aと排気管3bがもうけられ、吸気管3aのシリンダ室4との連絡口には茸型の吸気弁5が、また、排気管3bのシリンダ室4との連絡口には茸型の排気弁6が配設されている。吸気弁5は図2、図3に示す通りスプリング7にて吸気管3aとシリンダ室4とを遮断している。しかし、図示しないクラックシャフトの回転によりタイミングギヤー、カムシャフト、タペット、プッシュロッドを通してロッカアーム8が揺動するとクロスヘッド9がガイド10を案内として上下動するため、吸気弁5も上下動し吸気管3aとシリンダ室4との通路が開閉される。クロスヘッド9の中心には一方をロッカアーム8に接し、他方をスプリング11と油圧に保持されたシリンダ12が組み込まれており、シリンダ12とクロスヘッド9との空間13は油路14、15、16によりコントロールバルブ17のAポートと通じている。一方コントロールバルブ17のBポートはレギュレーションバルブ18に接続し、レギュレーションバルブ18はタンク19に接続している。

【0013】コントロールバルブ17にはスプール20が枢密に挿入されておりコントロールバルブ内を左右にスライドしてAポートとBポートを連通、または遮断する。スプール20の端面の空間21には配管22が接続し、配管22は図示しないエンジン潤滑用ポンプに接続し、エンジンの回転速度に応じて変動する油圧が配管22（矢印P）を経て供給される。スプール20の他端面の空間24には調整ネジ17cにより調整可能なスプリング25が組み込まれている。前記空間21に油圧を供給する配管22は分岐され、分岐された配管22aには逆止弁26が配設されている。逆止弁26を経た油圧は油路16に合流し、一方では前記のコントロールバルブ17のAポートと、他方では、油路14、15を経て、シリンダ12の空間13と接続し、配管22からの圧油をシリンダ12の空間13に補充している。

【0014】上記構成において、エンジン高速回転における作動を図2で説明する。エンジン高速回転時には図示しないエンジンと直結したポンプの吐き出し量は多くなり各部を潤滑する潤滑油の回路圧力（P）が高くな

り、この圧力がスプールの端面の空間21に作用しスプリング25により生ずる調整圧力よりも高くなる。このためコントロールバルブ17のスプール20はスプリング25に抗して図示の左側に移動し、AポートとBポートは連通した状態になる。この状態で吸気弁5を開くためにロッカアーム8が開弁方向(W方向)に揺動したとき、シリンダ12はW方向の力を受ける。このとき、シリンダ12はスプリング11と油圧に保持されているが、AポートとBポートが連通しているため、空間13の油はシリンダ12の端面12aがクロスヘッド9に当接するまで、油路14、15、16およびAポートとBポートを経て、レギュレーションバルブ18よりタンク19に排出される。このシリンダ12の端面12aがクロスヘッド9に当接するまでの間、クロスヘッド9はW方向に動かない。即ち、クロスヘッド9のストローク(S)が小さくなり、これにより図6に見る通り開弁時期(T)が遅れることになり、また、閉弁時期(R)は早まり、エンジンは高速時の早閉じミラーサイクルで作動する。なお、ロッカアーム8が開弁方向(W方向の反対)に揺動すると逆止弁26より油が油路16、15、14を通して空間13に補充され元の状態になる。また、コントロールバルブ17のスプリング25の力を調整することにより、図7に示すとおりミラーサイクル領域のエンジン回転速度(Q)の位置を設定できる。

【0015】エンジン低速回転では図示しないポンプの吐き出し量が少ないため回路圧力は低くなる。このためスプール端面の空間21に作用する圧力(P)も低くなり、図3に示す通りコントロールバルブ17のスプール20はスプリング25の作用でAポートとBポートとを遮断する方向(N)に移動する。この結果、ロッカアーム8が開弁方向(W方向)に揺動してもシリンダ12の空間13および油路14、15、16、からAポートまで油で充満し、かつ、AポートとBポートが遮断されているために上記は密閉され、シリンダ12とクロスヘッド9とは一体となって移動し、図7に示す従来のサイクル(ディーゼルサイクル)として作動する。

【0016】図4では本発明の早閉じミラーサイクルの第2実施例を示し、コントロールバルブ部分と制御装置を示す。なお、第1実施例と同一部品には同一符号を付して説明は省略する。コントロールバルブ17を電磁式バルブ30に替えた場合の吸気弁開閉制御装置40について説明する。一般にエンジンのブースト圧力、ブースト温度は高速回転、高負荷になるほど高くなる傾向を示す。従って、図示しない過給機の出口にブースト圧力、又は、温度を検出するためのブースト温度センサ41、又はブースト圧力センサ42とを設け、この信号を吸気弁開閉制御装置40を介して電磁式バルブ30のソレノイド31への通電を制御する。例えばブースト圧力、又は温度が高いときにはミラーサイクルに、ブースト圧力、又は温度が低いときにはディーゼルサイクルを

行なうことにより、前記の油圧パイロットでの制御と同様の効果をもたらす。

【0017】図5では本発明の早閉じミラーサイクルの第3実施例を示し、コントロールバルブ部分と制御装置を示す。なお、第1実施例と同一部品には同一符号を付して説明は省略する。コントロールバルブ17は吸気弁開閉制御装置50で制御される。吸気弁開閉制御装置50は、エンジン51で駆動される油圧ポンプ52と、2位置切換弁53と、エンジン51に付設された回転速度センサー54と、回転速度センサー54からの信号を受けて2位置切換弁53に指令を出力するコントローラ55とからなる。なお、第1実施例の空間13および空間21に供給する油圧(P)が変動するのに対し、第3実施例では、空間13にはエンジン51で駆動される油圧ポンプ56とリリーフ弁57を用いて所定の一定圧力を供給する。

【0018】上記構成において、次に早閉じミラーサイクルの作動について説明する。エンジン51が所定の回転速度以上に達すると、コントローラ55は回転速度センサー54からの信号を受け、所定のパイロット圧力を空間21に供給するように2位置切換弁53に指令を出力する。これにより、空間21には油圧ポンプ52が生ずるパイロット圧力が2位置切換弁55により制御されて所定の圧力が供給される。この圧力を受け、スプール20はスプリング25に抗して、スプール20を図示の左方向に移動し、AポートとBポートとを連通する。これにより、第1実施例と同様に、所定の回転速度以上では、図6に見る通り開弁時期(T)が遅れることになり、また、閉弁時期(R)は早まり、高速時のミラーサイクルで作動する。なお、上記において、油圧ポンプ52と56と二つの油圧ポンプを用いたが、一つでも良く、また、2位置切換弁53を用いたが電磁比例圧力弁53、若しくは、減圧弁等の弁でも良い。

〔以下、追加記載である。〕

【0019】図7、図8は本発明の後閉じミラーサイクルの吸気弁の開閉制御装置の第1実施例を示す概念図である。なお、早閉じミラーサイクルの第1実施例と同一部品には同一符号を付して説明は省略する。

【0020】後閉じ用コントロールバルブ70には後閉じ用スプール71が枢密に挿入されておりコントロールバルブ内を左右にスライドしてAポートとBポートを連通、または遮断する。後閉じ用スプール71の端面の空間21には配管22が接続し、配管22は図示しないエンジン潤滑用ポンプに接続し、エンジンの回転速度に応じて変動する油圧が配管22(矢印P)を経て供給される。後閉じ用スプール71の他端面の空間24には調整ネジ17cにより調整可能なスプリング25が組み込まれている。前記空間21に油圧を供給する配管22は分岐され、分岐された配管22aには逆止弁26が配設されている。逆止弁26を経た油圧は油路16に合流し、

一方では前記の後閉じ用コントロールバルブ70のAポートと、他方では、油路14、15を経て、シリンダ12の空間13と接続し、配管22からの圧油をシリンダ12の空間13に補充している。

【0021】上記構成において、エンジン高速回転における作動を図7で説明する。エンジン高速回転時には図示しないエンジンと直結したポンプの吐き出し量は多くなり各部を潤滑する潤滑油の回路圧力(P)が高くなり、この圧力がスプールの端面の空間21に作用しスプリング25により生ずる調整圧力よりも高くなる。このため後閉じ用コントロールバルブ70の後閉じ用スプール71はスプリング25に抗して図示の左側(K方向)に移動し、AポートとBポートは遮断した状態になる。この状態で吸気弁5を開くためにロッカアーム8が開弁方向(W方向)に揺動したとき、シリンダ12はW方向の力を受ける。このとき、シリンダ12はスプリング11と油圧に保持されているが、AポートとBポートが遮断しているため、ロッカアーム8が開弁方向(W方向)に揺動してもシリンダ12の空間13および油路14、15、16、からAポートまで油で充填し、かつ、AポートとBポートが遮断されているために上記は密閉され、シリンダ12とクロスヘッド9とは一体となって移動する。このときの、シリンダ12とクロスヘッド9とは一体となって移動するストローク(S)を後閉じ用のミラーサイクルに設定することにより、図9に見る通り開弁時期(M)が遅れることになり、後閉じのミラーサイクルとして作動する。

【0022】エンジン低速回転における作動を図8で説明する。エンジン低速回転では図示しないポンプの吐き出し量が少いため回路圧力は低くなる。このためスプールの端面の空間21に作用する圧力(P)も低くなり、図8に示す通り後閉じ用スプール71はスプリング25の作用でAポートとBポートとを連通する方向(N)に移動する。この結果、ロッカアーム8が開弁方向(W方向)に揺動するとシリンダ12の空間13の油はシリンダ12の端面12aがクロスヘッド9に当接するまで、油路14、15、16およびAポートとBポートを経て、レギュレーションバルブ18よりタンク19に排出される。このシリンダ12の端面12aがクロスヘッド9に当接するまでの間、クロスヘッド9はW方向に動かない。即ち、クロスヘッド9のストローク(S)が小さくなり、これにより図9に見る通り開弁時期(J)が早くなり、従来のサイクル(ディーゼルサイクル)として作動する。なお、ロッカアーム8が開弁方向(W方向の反対)に揺動すると逆止弁26より油が油路16、15、14を通して空間13に補充され元の状態になる。また、後閉じ用コントロールバルブ70のスプリング25の力を調整することにより、図9に示すとおりミラーサイクル領域のエンジン回転速度(Q)の位置を設定できる。

【0023】図10では本発明の後閉じミラーサイクルの第2実施例を示し、コントロールバルブ部分と制御装置を示す。なお、後閉じミラーサイクルの第2実施例は、早閉じミラーサイクルの第2実施例のコントロールバルブ17を、後閉じミラーサイクルの第1実施例の後閉じ用コントロールバルブ70に置換したのみであるので詳細な説明は省略する。

【0024】図11では本発明の後閉じミラーサイクルの第3実施例を示し、コントロールバルブ部分と制御装置を示す。なお、後閉じミラーサイクルの第3実施例は、早閉じミラーサイクルの第3実施例のコントロールバルブ17を、後閉じミラーサイクルの第1実施例の後閉じ用コントロールバルブ70に置換したのみであるので詳細な説明は省略する。

#### 【0025】

【発明の効果】本発明は、以上説明したように吸気弁を直接制御出来るようにしたこと、および、エンジン回転により駆動されるポンプ油圧、ブースト圧力、温度あるいはエンジン回転速度に応じてコントロールバルブを制御することによりエンジンが高速回転ではミラーサイクルとなり、低速回転では従来のサイクルとして作動させることが出来るようになったため、高速では低圧縮比、高膨張比がえられ熱効率の改善ができ、低速では有効圧縮比が下がることがなく着火は安定する。しかも、スプールを押しつけているスプリング力の強さを調整することによりミラーサイクルと従来のサイクルとの切替えが任意の回転速度で撰択できるなどの優れた効果がえられる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】4サイクルエンジンの一般的な概念図である。

【図2】本発明の早閉じミラーサイクルの第1実施例で、エンジンが高速回転での吸気弁の開閉制御装置の作動状況を示す図である。

【図3】本発明の早閉じミラーサイクルの第1実施例で、エンジンが低速回転での吸気弁の開閉制御装置の作動状況を示す図である。

【図4】本発明の早閉じミラーサイクルの第2実施例で、第1実施例に対して吸気弁の開閉制御装置のコントロールバルブを電磁式バルブに置き換えた図である。

【図5】本発明の早閉じミラーサイクルの第3実施例で、第1実施例に対して他の吸気弁の開閉制御装置を示す図である。

【図6】本発明の早閉じミラーサイクルの第1、第2実施例における吸気弁の開閉線図である。

【図7】本発明の後閉じミラーサイクルの第1実施例で、エンジンが高速回転での吸気弁の開閉制御装置の作動状況を示す図である。

【図8】本発明の後閉じミラーサイクルの第1実施例で、エンジンが低速回転での吸気弁の開閉制御装置の作動状況を示す図である。

【図9】本発明の後閉じミラーサイクルにおける吸気弁の開閉線図である。

【図10】本発明の後閉じミラーサイクルの第2実施例で、第1実施例に対して吸気弁の開閉制御装置のコントロールバルブを電磁式バルブに置き換えた図である。

【図11】本発明の後閉じミラーサイクルの第3実施例で、第1実施例に対して他の吸気弁の開閉制御装置を示す図である。

【図12】本発明の第1、第2実施例におけるエンジン回転速度とエンジントルクとの関係においてミラーサイクルと従来のサイクルとの領域を示す図である。

【図13】ミラーサイクルエンジンの吸気弁の早閉じの4サイクルディーゼルエンジンの指圧線図である。

【図14】ミラーサイクルエンジンの吸気弁の遅閉じの4サイクルディーゼルエンジンの指圧線図である。

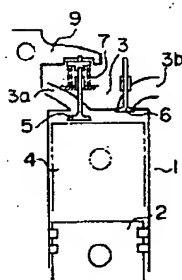
【図15】従来のミラーサイクルエンジンの早閉じの4

サイクルディーゼルエンジンの吸気弁を説明するための概念図である。

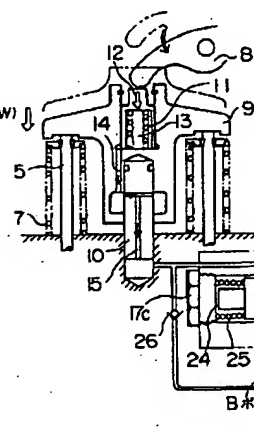
# 【符号の説明】

1 シリンダライナ、 2 ピストン、 3 エンジンヘッド、 3a 吸気管、 3b 排気管、 4 シリンダ室、 5 吸気弁、 6 排気弁、 7 スプリング、 8 ロッカアーム、 9 クロスヘッド、 10 ガイド、 11 スプリング、 12 シリンダ、 13 空間、 14, 15, 16 油路、 17 コントロールバルブ、 18 レギュレーションバルブ、 20 スプール、 21, 22 空間、 25 スプリング、 26 逆止弁、 30 電磁式バルブ、 40 吸気弁開閉制御装置、 53 弁、 70 後閉じ用コントロールバルブ、 71 後閉じ用スプール、

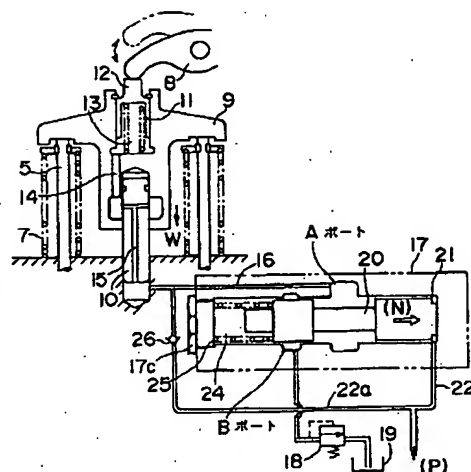
【図1】



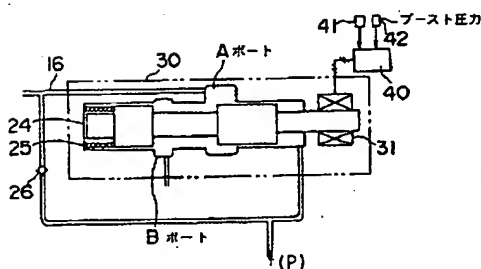
【図2】



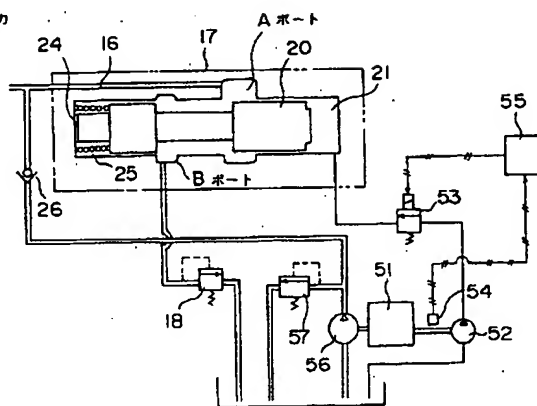
【図3】



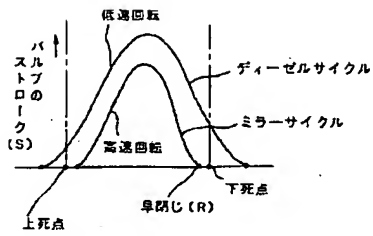
【図4】



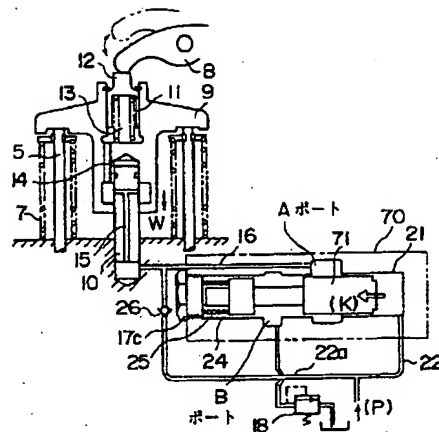
【図5】



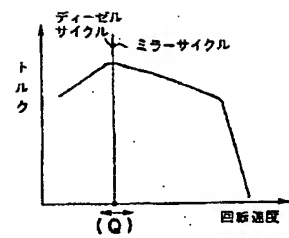
【図6】



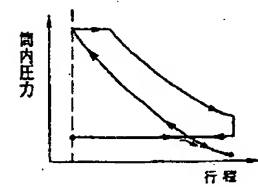
【図7】



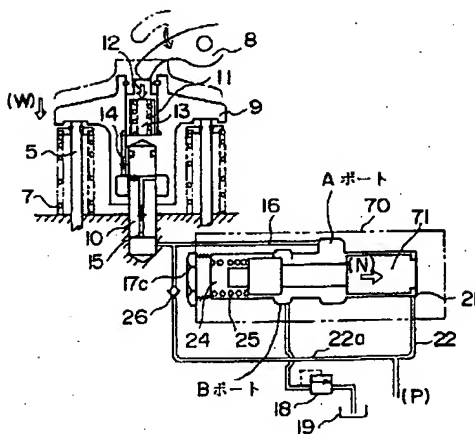
【図12】



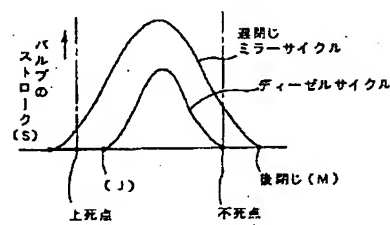
【図13】



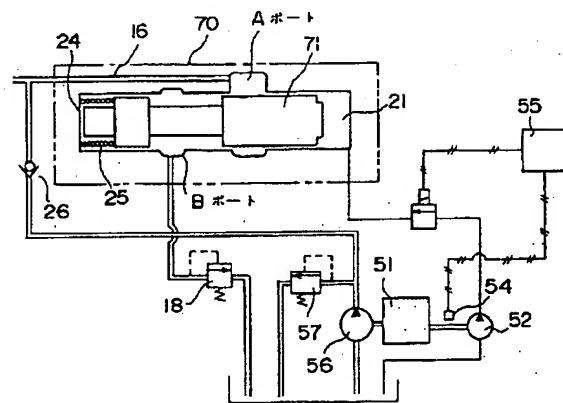
【図8】



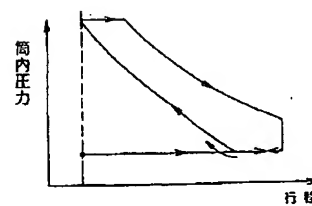
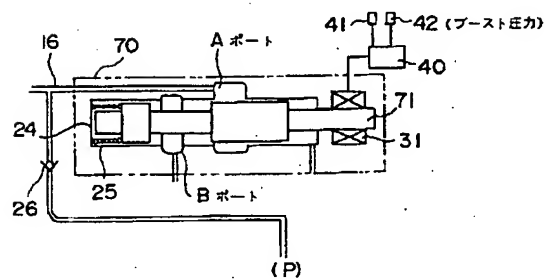
【図10】



【図11】



【図14】



【図15】

